8 Fahrgeräusch

Unter dem Begriff Fahrgeräusch werden nachstehend alle Geräusche im subsumiert, welche direkt mit der Fortbewegung des Fahrzeugs korreliert sind. Hauptgeräuschquellen des Fahrgeräusches sind das Antriebsgeräusch sowie Wind- und Rollgeräusche (**Bild 8-1**). Das Fahrgeräusch im Fahrzeug-Innenraum setzt sich sowohl aus Anteilen zusammen, die als direkter Luftschall (LS) emittiert werden, als auch aus solchen, die durch Körperschall (KS) übertragen und erst von der Karosserie als sekundärer Luftschall in den Fahrzeuginnenraum abgestrahlt werden. Im Gegensatz dazu spielen für das Außengeräusch in der Vorbeifahrt nach Kapitel 14 die Körperschallpfade in den Fahrzeuginnenraum keine Rolle.

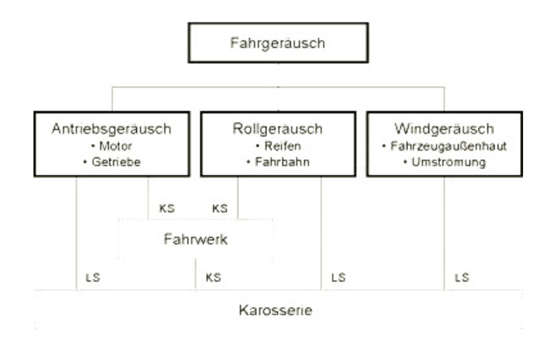


Bild 8-1: Komponenten des Fahrgeräusches

Bei komfortorientierten Mittelklasselimousinen dominiert im Bereich niedriger und mittlerer Fahrgeschwindigkeiten und geringer Motorlast im Fahrzeuginnenraum das Rollgeräusch. Dieses wird über den Unterboden und die Seitenwand (Scheiben) als Luftschall, sowie über das Fahrwerk als Körperschall eingetragen. Mit ansteigender Last werden die Komponenten des Motorgeräusches zunehmend hörbar. Im tieffrequenten Bereich bis ca. 100 Hz handelt es sich dabei in erster Linie um luftschallinduzierte Motorordnungen, welche vom Mündungsgeräusch der Abgasanlage herrühren, während im Frequenzbereich bis 400 Hz hauptsächlich Körperschallanteile hörbar sind, die durch die Gas- und Massenkräfte angeregt werden und über die Motorlagerung eingeleitet werden. Bei höheren Motordrehzahlen wird im Bereich oberhalb 400 Hz das mechanische Motorgeräusch dominant, welches als Luftschall über die Stirnwand eingeleitet wird. Erst bei Fahrzeuggeschwindigkeiten oberhalb von 80 bis 100 km/h werden zunächst das Rollgeräusch und später auch das Motorgeräusch zunehmend vom Windgeräusch maskiert (**Bild 8-2**).

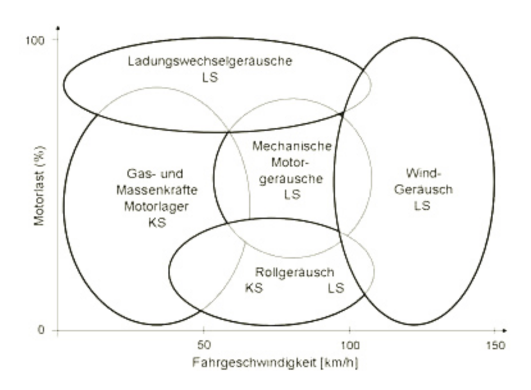


Bild 8-2: Schematische Darstellung der wesentlichen Komponenten des Fahrgeräusches im Fahrzeuginnenraum, über Fahrgeschwindigkeit bzw. Motordrehzahl und Motorlast

8.1 Antriebsgeräusch

Antriebsgeräusche werden vom Motor selbst, aber auch vom Getriebe, Nebenaggregaten und den Ladungswechselsystemen Ansaug- und Abgasanlage erzeugt. Die Emissionen des Grundmotors und des Getriebes werden überwiegend als Körperschall durch die Lagerungskomponenten in die Karosseriestruktur übertragen und von dort als sekundärer Luftschall abgestrahlt (Kapitel 9). Dagegen erfolgt die Abstrahlung des Ladungswechselgeräusches im Wesentlichen direkt von den Mündungen der Ansaug- und Abgasanlage als primärer Luftschall (Kapitel 10).

Die Geräuschentwicklung des Motors hängt in erster Linie von Motorlast und Motordrehzahl ab. Der Entstehungsmechanismus des Ladungswechselgeräusches wird dabei vorwiegend durch Monopolquellen charakterisiert, deren Geräuschintensität näherungsweise mit der 4. Potenz der Motordrehzahl zunimmt, was einem Anstieg des Geräuschpegels um 12 dB bei einer Verdoppelung der Drehzahl (bei konstanter Getriebe-Übersetzung auch der Fahrzeuggeschwindigkeit) entspricht (Kapitel 5.2.1). Der Anteil des Motorgeräusches, welches über die Motorlagerung in den Fahrzeuginnenraum eingetragen wird, hängt dagegen von den Amplituden der Gas- und Massenkräfte des Motors ab (Kapitel 9.2). Die unausgeglichenen Massenkräfte steigen quadratisch mit der Drehzahl an, während sich die Gaskräfte in erster Näherung proportional zur Last verhalten. Die mechanischen Geräusche sind wiederum definitionsgemäß unabhängig von der Last, sie steigen jedoch mit der Drehzahl stark an. Der gesamte durch den Antrieb verursachte Geräuschpegel im Innenraum einer Limousine steigt damit näherungsweise nach einem Potenzgesetz

mit der Motordrehzahl bzw. der Fahrzeuggeschwindigkeit an. Die Pegelhöhe und der Exponent sind dabei lastabhängig.

$$L_{Mot\,appr.} \approx L(n_0) + 10\lg\left(\frac{n}{n_0}\right)^k$$

mit

$k \approx 3$ für Volllast

In **Bild 8-3** ist dieser Zusammenhang exemplarisch dargestellt. Daraus ist auch zu entnehmen, dass das Motorgeräusch in Abhängigkeit von der Motorlast einen weiten Pegelbereich überstreichen kann. Bei Konstantfahrt liegt das Motorgeräusch eines komfortablen Fahrzeugs insbesondere im höheren Geschwindigkeitsbereich durchwegs weit unterhalb des Wind-Rollgeräusches (Kapitel 8.2) und ist damit kaum hörbar. Bei zunehmender Last steigt es dagegen speziell in den kleinen Gängen im unteren Geschwindigkeitsbereich schnell über das Wind-Rollgeräusch an und bestimmt damit den Geräuschpegel und den Klangcharakter. Die Pegelverhältnisse zwischen Wind- und Rollgeräusch einerseits und Motorgeräusch andererseits, sowie die spektrale Zusammensetzung des Motorgeräusches, sind auch die wesentlichen Einflussgrößen für die Gestaltung des Fahrzeugsounds (Kapitel 8.3).

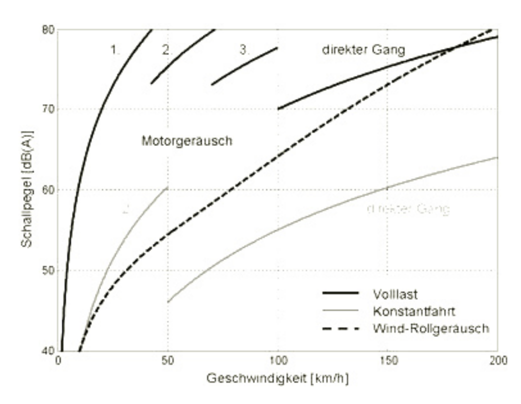


Bild 8-3: Pegelbereich des Motorgeräusches in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Motorlast, im Vergleich zum Wind-Rollgeräusch (schematisch)

8.2 Wind- und Rollgeräusch

Rollgeräusche entstehen durch die Wechselwirkung zwischen den Laufflächen der Räder und der Fahrbahn. Sie sind umso lauter, je schneller sich das Fahrzeug bewegt. Dabei nimmt die Schallintensität in etwa mit der 2. Potenz der Fahrgeschwindigkeit zu. Bei einer Verdoppelung der Fahrgeschwindigkeit entspricht dies einer Zunahme des Rollgeräusches um etwa 6 dB. Bei Konstantfahrt ist es das dominierende Geräusch im mittleren Geschwindigkeitsbereich (ca. 50 bis <100 km/h).

$$L_{R\,appr.} \approx L(v_0) + 10\lg\left(\frac{v}{v_0}\right)^k \quad mit \quad k \approx 2$$

Umströmungsgeräusche entstehen durch den Fahrtwind an Kanten oder Spalten der Fahrzeugoberfläche. Nach Kapitel 5.2.1 besitzen diese Quellen vorrangig Dipolcharakter. Die Schallintensität nimmt in diesem Fall in etwa mit der 6. Potenz der Fahrgeschwindigkeit zu. Der Geräuschpegel steigt bei einer Verdoppelung der Geschwindigkeit somit um etwa 18 dB an. Das Umströmungsgeräusch dominiert daher bei hohen Geschwindigkeiten (>100 km/h).

$$L_{W\,appr.} \approx L(v_0) + 10\lg\left(\frac{v}{v_0}\right)^k \quad mit \quad k \approx 6$$

In **Bild 8-4** sind diese Gegebenheiten für ein typisches Fahrzeug der Mittelklasse dargestellt. Zum Vergleich sind der gemessene und der nach dem Potenzgesetz approximierte Verlauf des Schallpegels dargestellt.

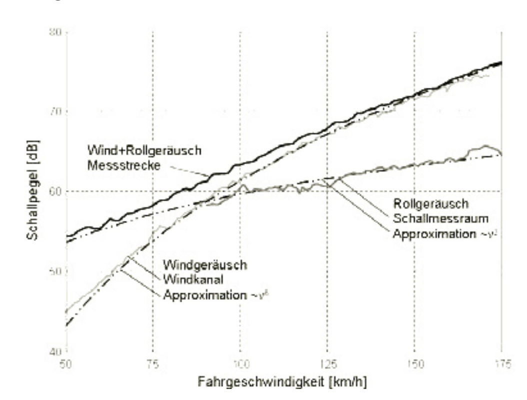


Bild 8-4: Wind- und Rollgeräusch bei einem typischen Mittelklasse-Fahrzeug, gemessen und approximiert

8.2.1 Rollgeräusch

Beim Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn kommt es sowohl infolge der Profilierung des Reifens als auch aufgrund von Unebenheiten der Fahrbahn zur Emission von Luft- und Körperschall (Kapitel 11). Dabei verursacht die stochastische Anregung durch die Fahrbahn ein eher rauschhaftes Spektrum, während der abrollende Reifen aufgrund der periodischen Struktur des Profils eher tonale Geräusche hervorruft. Das Rollgeräusch setzt sich daher aus einem rauschhaften Grundgeräusch mit überlagerten tonalen Komponenten zusammen. Da speziell die tonalen Geräuschanteile sehr lästig sein können (Reifensingen), wird von der Reifenindustrie großer Aufwand getrieben, um ein weitgehend rauschhaftes Reifengeräusch sicherzustellen (Kapitel 11).

Im Gegensatz zum Motorgeräusch ist die für das Rollgeräusch maßgebliche Primärschallquelle Reifen/Fahrbahn nicht direkt an die Karosserie gekoppelt. Vielmehr erfolgt die Einleitung des Körperschalls über Vorder- und Hinterachse. Die Achsen müssen daher neben fahrdynamischen Kriterien auch Anforderungen bezüglich der Isolation von Antriebs- und Rollgeräuschen erfüllen. Aus diesem Grund wird heutzutage enormer Aufwand betrieben, um die Achskonzepte nicht nur bezüglich der Fahrdynamik sondern auch hinsichtlich des Übertragungsverhaltens sowohl der Rollgeräusche als auch der Motorgeräusche optimal zu gestalten. Zur Isolation des Rollgeräusches von der Karosserie wird bei klassischen Heckantriebskonzepten der Hinterachsträger sowie die Lenker über Elastomerlager von der Karosserie entkoppelt. Gute Entkopplung erfordert weiche Lager im Verhältnis zur Nachgiebigkeit der Karosserie an den Einleitungspunkten. Da die Lager aus fahrdynamischen Gründen jedoch relativ steif ausgeführt werden müssen, ist eine ausreichend steife Karosseriestruktur entscheidend für den akustischen Abrollkomfort (Kapitel 3.3.2). Im Gegensatz zum Hinterachsträger ist der Vorderachsträger meist direkt mit der Karosserie verschraubt. Damit entfällt eine Isolierebene. Dementsprechend liegen die akustischen Sensitivitäten bezüglich des Rollgeräusches zwischen Vorder- und Hinterachse in etwa im Verhältnis von 70:30.

Bei Kraftfahrzeugen mit hohen Ansprüchen an Fahrdynamik und Komfort haben sich Doppelquerlenkerachsen und deren Varianten durchgesetzt, da sie für die kinematische und elastokinematische Feinabstimmung die besten Voraussetzungen bieten. An der Hinterachse ist dabei in der Regel eine Tragfeder- und Dämpferanordnung „neben dem Rad" realisiert. Die Befestigungspunkte befinden sich auf der Radseite entweder am Radträger oder an einem Querlenker, auf der Karosserieseite entweder direkt am Aufbau oder an einem Hinterachsträger, der seinerseits zur akustischen Entkopplung über großvolumige Gummilager elastisch mit der Karosserie verbunden ist. Diese Gummilager erfüllen ihre Funktion umso besser, je weniger statische Vorlast sie aus der Radlast übernehmen müssen und je geringer der Einfluss der Zuladung auf die Vorlast ist. Andernfalls steht die Vorlast der gewünschten geringen statischen Steifigkeit der Gummilager entgegen. Um die Vorlast auf die Lager des Hinterachsträgers zu reduzieren, ist es günstig, wenn Tragfeder und Dämpfer konzentrisch oberhalb der Abtriebswelle zwischen dem Radträger und dem Aufbau angeordnet werden. Damit steht das Federbein aber relativ hoch neben dem Reifen-Hüllgebirge und beeinträchtigt so die Durchladebreite des in diesem Bereich befindlichen Kofferraums. Bei der tiefliegenden Anordnung auf den unteren Querlenkern seitlich neben der Antriebsachse werden unerwünschte Momente um die Radachse in den Achsträger eingeleitet. Lösungsansätze bietet die Doppelquerlenkerachse mit hoher Basis, bei der die obere Querlenkerebene oberhalb des Rades liegt. Diese Bauweise kommt vorzugsweise bei lenkbaren Vorderachsen zum Einsatz. Auch im Bereich der Hinterachse wurden bereits ähnliche Konzepte mit Anbindung an einem entsprechend geformten Ausleger des Radträgers vorgeschlagen [7].

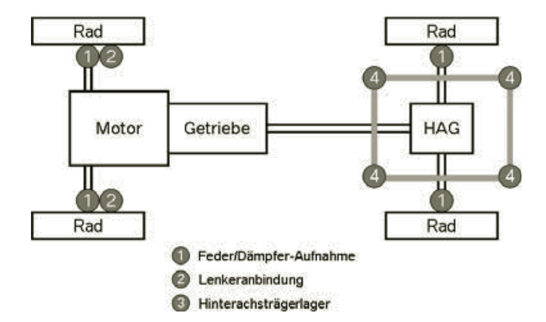


Bild 8-5: Wesentliche Einleitungspunkte für Rollgeräusche in die Karosserie bei Fahrzeugen mit Standardantrieb

Geht man von einer Unebenheitsanregung $u(t)$ durch die Fahrbahn aus, so lässt sich aus dem Viertelmodell von **Bild 4-8** für Frequenzen oberhalb der Rad- und Aufbauresonanzen im Prinzip folgende Übertragungsfunktion für die Körperschalleinleitung über die Feder/Dämpfer-Aufnahme in die Karosserie herleiten:

$$|H_{RF}| = \left|\frac{F_A}{u}\right| \approx \frac{1}{\omega^2 \cdot n_R \cdot n_s \cdot m_R}$$

Große Werte für Radmasse und Nachgiebigkeiten von Rad und Stützlager in Vertikalrichtung sind demnach günstig für geringe Krafteinleitung. In der Praxis wird die Übertragungsfunktion jedoch nicht nur durch die Radmasse und die Steifigkeiten von Reifen und Stützlager bestimmt. Vielmehr haben die modalen Schwingformen sowohl des Reifens als auch der Achse wesentlichen Einfluss auf das Übertragungsverhalten. Durch die gezielte Auslegung der Resonanzen muss deshalb sichergestellt werden, dass resonante Anregungsspitzen des Reifens nicht gerade mit resonanten Übertragungsmaxima der Achse zusammenfallen (Kapitel 11).

8.2.2 Umströmungsgeräusch

Umströmungsgeräusche sind alle aerodynamisch induzierten Geräusche infolge von Strömungsfluktuationen an der Fahrzeug-Außenhaut. Sie werden im Wesentlichen als breitbandiges spektrales Rauschen wahrgenommen. Entscheidend für den Komforteindruck im Fahrzeuginnenraum ist dabei neben der absoluten Pegelhöhe vor allen, dass die Geräuschquellen nicht direkt ortbar sind und auch nicht durch starke tonale Anteile, z.B. in Form von hochfrequenten Pfeiftönen, aus dem Rauschspektrum hervortreten. Das Umströ-

mungsgeräusch kann vorrangig durch Maßnahmen in folgenden Bereichen beeinflusst werden:

- Ausformung des Fahrzeug-Grundkörpers,
- Aeroakustische Gestaltung der Fahrzeug-Außenhaut,
- Dichtkonzept von Fenstern und Türen,
- Dämmung von Türen und Scheiben,
- Karosseriedämmung, insbesondere im Bereich Unterboden und Radhäuser,
- Abschottung der Hohlräume.

Beim Umströmungsgeräusch ist der unmittelbar durch die Strömung hervorgerufene aeroakustische Turbulenzlärm (Primärschall, Kapitel 5.2.1) zu unterscheiden von Geräuschanteilen, welche indirekt durch strömungsinduzierten Körperschall (Fluid-Struktur-Kopplung) erzeugt werden und der seinerseits im Fahrzeug-Innenraum wieder zu Schallabstrahlung infolge der schwingenden Oberflächen führt (Sekundärschall, Kapitel 6.1).

Der Primärschall lässt sich wiederum folgenden Entstehungsmechanismen zuordnen:

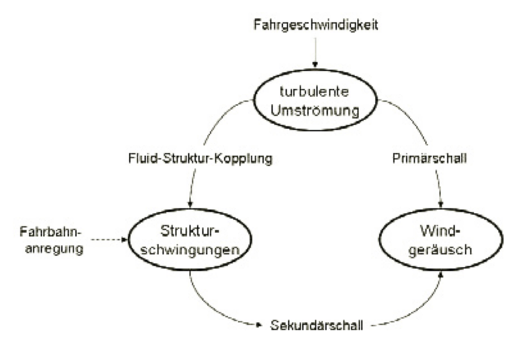


Bild 8-6: Interaktion zwischen Strömung, Struktur und Akustik bei der Windgeräuschentstehung

- Kantengeräusche
- Hiebtöne
- Hohlraumresonanzen

Kantengeräusche treten an Vorder- und Hinterkanten der umströmten Körper auf. Für das Vorderkantengeräusch ist eine gestörte Anströmung verantwortlich. Beim Kraftfahrzeug können solche Geräusche z.B. bei der turbulenten Anströmung durch voraus fahrende Fahrzeuge auftreten. Das Hinterkantengeräusch entsteht bei turbulenten Ablösungen z.B. im Bereich der Radhäuser und der Fahrzeug-Hinterkante. Hiebtöne sind eine Sonderform des Hinterkantengeräusches, bei dem es aufgrund von bestimmten geometrischen Gegebenheiten zur Ausbildung von regelmäßigen Wirbeln und damit zu hochfrequenten Pfeiftönen kommt (Kalmansche Wirbelstraße, Kapitel 5.2.1). Bei der Überströmung von Hohlräumen kommt es an der Kante ebenfalls zu Wirbelablösungen, welche durch Kopplung mit dem Hohlraum zu einer sehr energiereichen tonalen Schallabstrahlung führen kann. Dieser Mechanismus ist insbesondere für das unangenehme tieffrequente Wummern bei geöffnetem Schiebedach oder geöffneten Seitenscheiben verantwortlich.

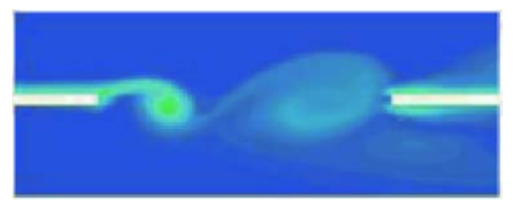


Bild 8-7: Anregung eines Hohlraums durch Wirbelablösungen an der überströmten Öffnung

Nach dem Frequenzbereich können tieffrequente Windgeräusche bis 400 Hz und hochfrequente Windgeräusche oberhalb von 400 Hz unterschieden werden **(Bild 8-8)**. Während die tieffrequenten Geräusche hauptsächlich durch Sekundärschall infolge der aeroakustische Anregung der Fahrzeugstruktur erzeugt werden, liegt die Ursache für hochfrequente Windgeräusche in den aeroakustischen Geräuschquellen selbst [1].

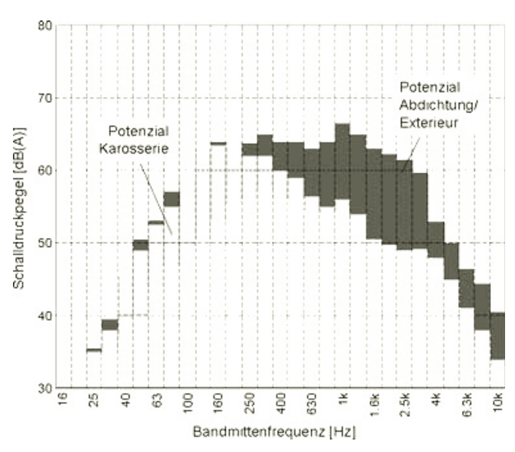


Bild 8-8: Typische Frequenz- und Amplitudenbereiche für primär und sekundär induzierte Windgeräusche im Fahrzeuginnenraum

Tieffrequente Windgeräusche entstehen in erster Linie durch Strömungsablösungen mit hoher Energie am Unterboden und an der Karosserie. So können z. B. abgehende Wirbel das gesamte Blechfeld der Bodengruppe zum Schwingen bringen. Werden dadurch zusätzlich die Eigenmoden des Innenraums angeregt (Kapitel 5.6), kann sehr unangenehmes Hochgeschwindigkeitswummern die Folge sein. Speziell die vorderen Radhäuser sowie Randwirbel an Spoilern und Unterbodenabdeckungen sind hier aeroakustische Störquellen **(Bild 8-9)**. Ein aerodynamisch optimierter glatter Unterboden wirkt in erster Linie durch verminderten Luftwiderstand und niedrigen Auftrieb, er hat aber durch die störungsfreiere Unterbodenströmung in der Regel auch ein niedrigeres akustisches Störpotenzial.

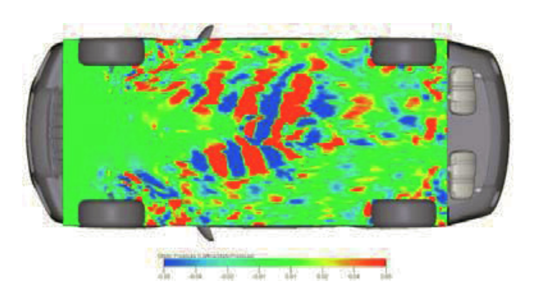


Bild 8-9: Berechnete Wirbelablösungen im Bereich der vorderen Radhäuser (50–100 Hz)

Die wichstigste Quelle für höherfrequente Windgeräusche sind die Abdichtungen von Fenstern und Türen. Durch Leckagen in diesem Bereich gelangt der Schall auf direktem Weg in den Fahrzeug-Innenraum. Diese Windgeräusche wirken auch deshalb besonders störend, da sie bei höheren Geschwindigkeiten genau in dem für das menschliche Gehör empfindlichsten Frequenzbereich lästige Geräusche erzeugen können und zusätzlich vom Insassen in den meisten Fällen leicht zu lokalisieren und damit einer Fehlerquelle zuzuordnen sind. Daher gilt der Abdichtung der gesamten Fahrgastzelle in der Entwicklung große Aufmerksamkeit. Die Mehrfachdichtungssysteme der Türen vieler Hersteller zeigen den konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand, um das Ziel einer unter allen Fahrzuständen akustisch dichten Fahrgastzelle zu erreichen (Kapitel 5.5.5).

Neben den Dichtungen sind Karosserie- und Schiebedachfugen sowie Anbauteile wie Außenspiegel, Scheibenwischer, Wasserfangleisten, und Dachantennen potentielle Quellen von hochfrequenten Windgeräuschen. In **Bild 8-10** wurde z.B. die turbulente Umströmung des Spiegeldreiecks mit Hilfe der Berechnung **(Bild 8-10)** sichtbar gemacht. Deutlich sind die Verwirbelungen im Bereich des Spiegel-Nachlaufs zu erkennen. Diese können zu unangenehmen Pfeifgeräuschen führen. Durch eine sorgfältige aeroakustische Gestaltung der Spiegelkontur werden derartige Störgeräusche vermieden. Dabei sind oft sogenannte Wirbelerzeuger an der Kontur des umströmten Körpers hilfreich, welche die Periodizität der Geräuschentstehung stören.

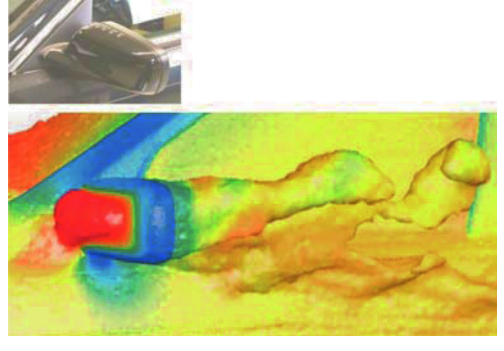


Bild 8-10: Turbulente Umströmung am Spiegeldreieck als Ursache hochfrequenter Windgeräusche

Die Gestaltung der A-Säule und der Wasserfangleiste wirkt sich ebenfalls stark auf die hochfrequenten Umströmungsgeräusche aus. Fahrzeuge mit einer stark gerundeten A-Säule sind unempfindlicher auf Schräganströmung, was bedeutet, dass diese Fahrzeuge im realen Verkehr bei turbulenter Anströmung im Nachlauf von anderen Fahrzeugen geringere Lautstärkemodulationen aufweisen. Diese Modulationen haben neben der Lautstärke des Windgeräusches selbst einen sehr negativen Einfluss auf den empfundenen Geräuschkomfort.

Auch dünne zylindrische Körper wie Antennen oder Dachgepäckträger können durch Wirbelablösung (Karmansche Wirbel) hochfrequente Umströmungsgeräusche erzeugen (Hiebtöne, Kapitel 5.2.1). Abhilfe kann hier durch die Schrägstellung der Antenne oder durch eine Drahtwendel um die umströmten Körper erreicht werden.

Hochfrequente Umströmungsgeräusche werden neben den Leckagen hauptsächlich über die Scheiben in den Innenraum geleitet. Dabei sind insbesondere die A-Säulen-Wirbel in Verbindung mit der vorderen Seitenscheibe sowie die Heckscheibe entscheidend für das erreichbare Innengeräusch-Niveau. Da das Dämmmaß nach dem Bergerschen Massegesetz mit der Frequenz und der Flächenmasse jeweils mit 6 dB/Oktave zunimmt, ist die Scheibenstärke maßgebend für die Isolation des Windgeräusches (Kapitel 5.3.1). Darüber hinaus verursachen Biegeschwingungen der biegesteifen Scheiben infolge von Koinzidenzeffekten einen störenden Dämmungseinbruch bei höheren Frequenzen (Kapitel 5.3.2). Um Fahrzeuggewicht einzusparen, werden häufig reduzierte Scheibenstärken mit entsprechend negativen Auswirkungen auf das höherfrequente Windgeräusch eingesetzt. Gewichtsparende Sandwich-Konstruktionen mit akustisch optimierten Folien in der Zwischenschicht können den Konflikt zwischen Akustik und Gewicht deutlich entschärfen (Kapitel 5.5.5).

Bei der Windgeräuschmessung im Windkanal werden die Schalle im Fahrzeug-Innenraum mit einem Kunstkopf binaural aufgezeichnet. Dabei kann man beobachten, dass auf der Fahrerseite der Schalldruckpegel des linken Kanals stets 2–3 dB(A) größer ist als der des rechten Kanals. Dies resultiert aus der Tatsache, dass das linke Ohr der Seitenscheibe zugewandt ist, während das rechte Ohr ins Wageninnere gerichtet ist. Das Frequenzspektrum besitzt im Idealfall rauschhaften Charakter, ohne ausgeprägte tonale Komponenten. Das Leistungsspektrum des Windgeräusches fällt dabei zu höheren Frequenzen mit ca. 35 dB/Dekade ab **(Bild 8-11)**. Tieffrequent sind die beiden Kanäle weitgehend kohärent, während die Kohärenz oberhalb von 200 Hz schlagartig zusammenbricht **(Bild 8-12)**. Im Bild ist auch die Kohärenzfunktion des diffusen Schallfeldes nach Kapitel 5.6.2 eingetragen. Aus dem Vergleich

wird ersichtlich, dass der Abfall der Kohärenz weitgehend demjenigen des diffusen Schallfeldes entspricht.

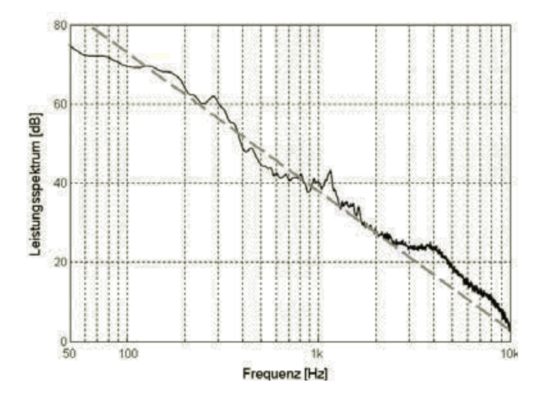


Bild 8-11: Typisches Schmalbandspektrum des Windgeräusches einer Mittelklasselimousine bei 150 km/h, nach [8]

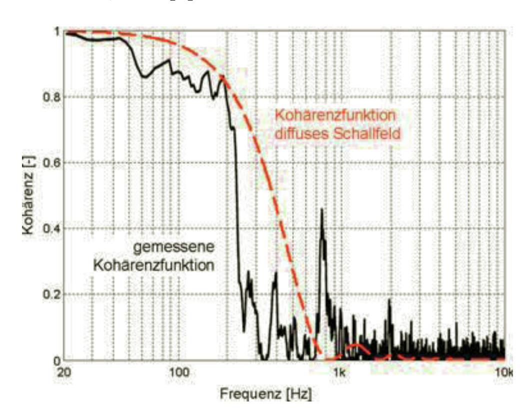


Bild 8-12: Kohärenz zwischen rechtem und linkem Kanal des im Fahrzeuginnenraum binaural gemessenen Windgeräusches [8], im Vergleich zur Kohärenz des diffusen Schallfeldes (Mikrofonabstand $d = 0{,}2$ m)

Im Versuch ist die „Fenstermethode" ein wichtiges Verfahren zur Beurteilung und Optimierung einzelner Bauteile bezüglich Windgeräusch-Entstehung und Übertragung. Dabei wird das Fahrzeug zunächst im Ausgangszustand gemessen. Anschließend wird durch Abdichtung, Isolation oder Überdämmung aller windgeräuschrelevanten Bauteile das Innengeräusch im relevanten Frequenzbereichen um ca. 10 dB abgesenkt. Durch gezielte Entdämmung können nun interessierende Komponenten aus dem Gesamtgeräusch „herausgelöst" und einzeln betrachtet werden. Mit dieser Methode können zuverlässige Aussagen über die Quellenpegel aller Bauteile und deren Frequenzcharakteristik getroffen werden.

Auch die numerische Behandlung der Aeroakustik eröffnet für die Zukunft Prognosemöglichkeiten, wie sie bei der Aerodynamik bereits seit längerer Zeit gängige Praxis sind. Aeroakustische Berechnungsverfahren (CAA) sind allerdings keine trivialen Erweiterungen oder Anwendungen von kompressiblen CFD-Codes, welche für stationäre Strömungen entwickelt wurden. Da mittlerweile aber auch CFD-Codes für instationäre Strömungsbetrachtungen existieren und Fluidschall-Akustik nur eine spezielle Form instationärer Strömungsvorgänge ist, lassen sich aus diesen Codes auch aeroakustische Aussagen generieren (Kapitel 15.6).

8.2.3 Wummern

Wummern entsteht im Innenraum des Fahrzeugs bei großen Druckschwankungen im Frequenzbereich zwischen der Hörgrenze (15 Hz) und ca. 40 Hz. Das Phänomen macht sich aufgrund der sehr tiefen Frequenzen weniger als Lautstärkeeindruck sondern hauptsächlich durch ein unangenehmes Druckgefühl auf den Ohren der Insassen bemerkbar. Dabei ist die Empfindlichkeit von Probanden für dieses Phänomen sehr unterschiedlich angeprägt.

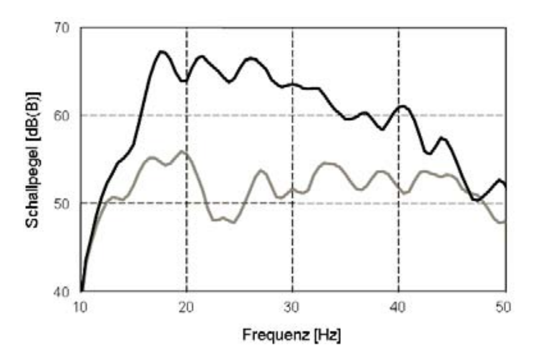


Bild 8-13: Schalldruckpegel im Innenraum eines wummernden Fahrzeugs vor und nach der akustischen Optimierung

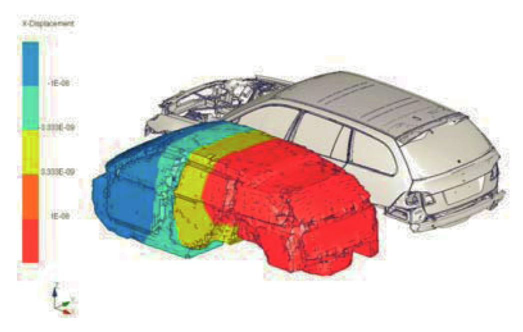


Bild 8-14: 1. Berechneter Hohlraum-Längsmode

Ursächlich für die hohen Druckamplituden ist das Zusammenwirken von tieffrequenter Anregung der Innenraumkavität mit Strukturresonanzen von Begrenzungsflächen. Besonders kritisch sind die Flächen im Front- und Heckbereich des Fahrzeugs (Heckklappe). Aber auch Schwingungformen im Bereich des Bodenblechs,

der Türen oder im Dachbereich können beteiligt sein. Daher tritt dieses Problem vermehrt bei Touring-Fahrzeugen, SUV's und Großraum-Limousinen in Erscheinung. Im sehr tiefen Frequenzbereich wird zumeist der Nullmode des Innenraums angeregt, während im höheren Frequenzbereich eher der 1. Längsmode beteiligt ist.

Angeregt wird Wummern bei höheren Geschwindigkeiten durch Unwucht bzw. Unrundheit der Reifen oder durch turbulente Ablösungen der Außenumströmung im Bereich Fahrzeugboden und Heck sowie im mittleren Geschwindigkeitsbereich durch Fahrbahnunebenheiten. Voraussetzung für die Anregbarkeit über das Fahrwerk ist die mangelnde Isolation des Fahrwerks zur Karosseriestruktur.

8.3 Sound-Design

8.3.1 Zielsound

Bei der Entwicklung von Automobilen spielt die gezielte akustische Gestaltung des Fahrgeräusches eine besonders wichtige Rolle, da dieses in ähnlicher Weise wie das optische Design den Charakter eines Fahrzeugs nachhaltig prägt [2]. Dabei lassen sich beim Sound-Design vier wesentliche Gestaltungsdimensionen unterscheiden (Kapitel 2.1.3). In **Bild 8-15** sind entsprechende akustische Charakterprofile für drei unterschiedliche Fahrzeugtypen dargestellt.

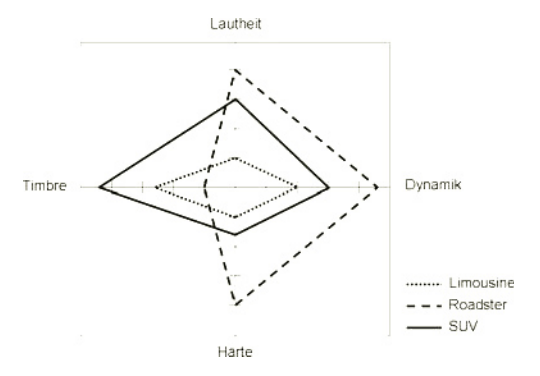


Bild 8-15: Typische akustische Charakterprofile

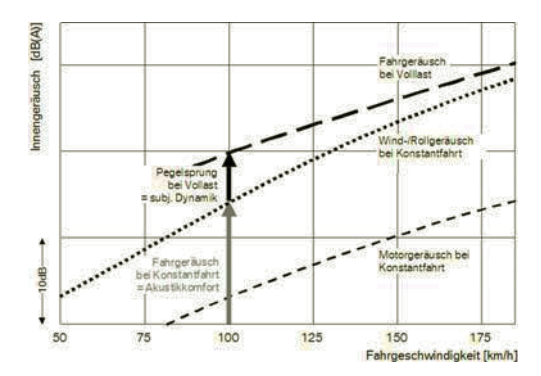


Bild 8-16: Dynamik des Fahrgeräusches

Die Lautheitsdimension kann durch den A-bewerteten Schallpegel des Fahrgeräusches angenähert werden, während sich die Dynamik aus den Pegelverhältnissen zwischen dem Wind- und Rollgeräusch sowie dem Antriebsgeräusch ableitet:

Der Geräuschpegel bei Konstantfahrt ist mit Ausnahme des Langsamfahrbereichs durch Wind- und Rollgeräusch dominiert. Erst beim Beschleunigungsvorgang kommt durch die ansteigende Motorlast ein hörbarer Anteil Motorgeräusch hinzu, der bei Volllast pegelbestimmend wird und sich im Klangbild signifikant vom Wind-Rollgeräusch abhebt. Differenzierungspotential im Sinne von Soundgestaltung bietet nur der Teil des Antriebsgeräusches, der sich aus dem Wind-Rollgeräusch abhebt. Er kann durch den Pegelsprung in **Bild 8-17** charakterisiert werden.

Der akustische Komforteindruck im Fahrzeug-Innenraum wird maßgeblich über das Konstantfahrtgeräusch und damit vom Wind-Rollgeräusch bestimmt. Das Motorgeräusch spielt hier nur eine untergeordnete Rolle. Fahrzeugdynamik bei Längsbeschleunigung wird dagegen subjektiv durch das Hervortreten des Motorengeräusches stark unterstützt. Ein Maß für die akustische Rückmeldung bei Beschleunigung ist der Pegelsprung unter Volllast. Soundgestaltung im Fahrzeug bedeutet daher hinsichtlich der beiden erstgenannten Dimensionen, die Pegel von Wind-Rollgeräusch und Motorgeräusch so aufeinander abzustimmen, dass der geforderte Konstantfahrtkomfort erreicht wird und gleicheitig bei Beschleunigung der Pegelsprung das Motorgeräusch adäquat hervortreten lässt **(Bild 8-16)**. Der Gestaltungsspielraum für den Fahrzeugsound wird somit einerseits durch das Wind-Rollgeräusch eingeengt, andererseits durch den maximal vertretbaren Gesamtpegel begrenzt. Dieser wird im Innengeräusch durch Kundenerwartung und Wettbewerbsfeld und im Außengeräusch zusätzlich durch gesetzliche Vorschriften limitiert.

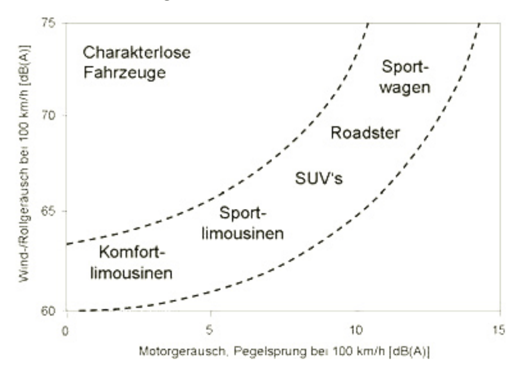


Bild 8-17: Akustische Positionierung von Fahrzeugen

Neben der absoluten Pegelhöhe des Antriebsgeräusches bei Lastanforderung, ist dessen Härte und Timbre (Klangfarbe) für den gewünschten Sound-Eindruck von essentieller Bedeutung. Dabei spielen sowohl die drehzahlproportionalen Motorordnungen als auch das Strö-

mungsrauschen in den ladungsführenden Bauteilen eine wesentliche Rolle [3]. Im Gegensatz zu den objektiv meßbaren Schalldruckpegeln lassen sich die den subjektiven Schalleindruck kennzeichnende Größen nicht vollständig meßtechnisch erfassen. Grundlegende Charakteristika ergeben sich jedoch aus dem Vorhandensein oder nicht Vorhandensein bestimmter harmonischer Motorordnungen und Nebenordnungen.

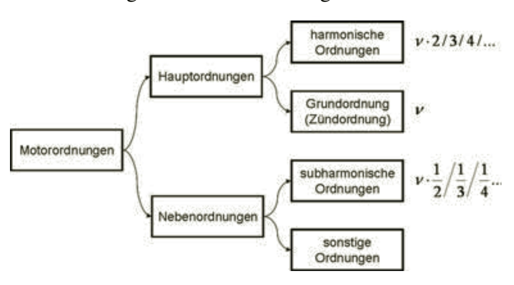


Bild 8-18: Prägende Motorordnungen

Bezogen auf einen Motor mit vier Zylindern sind die Hauptordnungen zunächst die zündharmonische 2. und dann die 4. und die 6. Ordnung. Sie werden meist auch für die objektive Beurteilung des Mündungsgeräusches herangezogen. Bei den Nebenordnungen können zunächst die 1. Ordnung und dann die 3. Ordnung auftreten. Je nach Auslegung der Abgasanlage können aber auch halbzahlige Ordnungen (0.5, 1.5, 2.5, ...) beobachtet werden. Bei vollständig symmetrischer Auslegung des Krümmer- und Vorrohrbereiches verschwinden die Nebenordnungen. Für die typische Klangfarbe sind neben der Motor-Grundordnung auch die höheren Harmonischen mindestens bis zur 18. Ordnung von Bedeutung (**Bild 8-19**). Es ist bekannt, dass die ganzzahligen Motorordnungen ab der 3. Ordnung, wie sie insbesondere für R6 Motoren charakteristisch sind, den „seidenweichen" Lauf akustisch unterstreichen, während die 2. Ordnung bei Vierzylindermotoren für deren eher „brummigen" Klangeindruck verantwortlich ist. Die 1,5 Motorordnung ist wiederum bei 8-Zylindermotoren für deren berühmtes „Brabbeln" mit verantwortlich. Vielfache der halben Motorordnung erzeugen dagegen einen

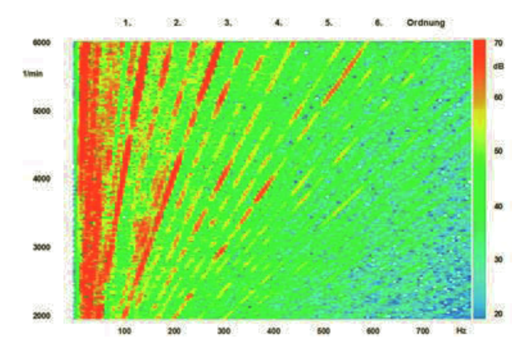


Bild 8-19: Ordnungsdiagramm des Geräusches eines R6-Motors

harten und eher aggressiven Klangeindruck, der nur zu Sportfahrzeugen passt. Bei höheren Drehzahlen verursacht der stationäre Volumenstrom das charakteristische Strömungsrauschen und damit einen eher scharfen Klangeindruck, während bei niedrigen Drehzahlen der intermittierende Volumenstrom einen rauen Klangeindruck hervorruft.

Für die gezielte Gestaltung des gewünschten Klangbildes stehen dem Sound-Ingenieur mehrere Ansatzpunkte zur Verfügung:

- Auslegung von Motor und Ladungswechselkomponenten nach den Erfordernissen des Sound-Designs;
- Semiaktiv oder aktiv schaltbare Ansaug- und Abgaskomponenten zur Optimierung der Ladungswechselgeräusche;
- Einsatz mechanischer Motorsoundsysteme, um die gewünschten Ordnungen gezielt in den Fahrzeug-Innenraum zu leiten;
- Aktive Geräuschunterdrückung mittels Antischall-Generatoren direkt in den Ladungswechselkomponenten (ANC);
- Elektronische Geräuschunterdrückung und Soundgenerierung mittels leistungsfähiger Lautsprecher direkt im Fahrzeug-Innenraum.

Bei der Auslegung von Motor und Ladungswechselkomponenten nach den Erfordernissen des Sound-Designs sind dem Antriebsingenieur durch die wachsenden Anforderungen in Bezug auf Emissionen, Kraftstoffverbrauch, Leistungsentfaltung, Bauraum, Kosten, usw. zunehmend engere Grenzen gesteckt. Der Trend zum Downsizing der Motoren beeinflusst das Ladungswechselgeräusch zusätzlich ungünstig. Um diese Zielkonflikte besser auflösen zu können, werden vielfach semiaktive und aktive Komponenten eingesetzt. Durch diese steuerbaren Komponenten kann im jeweiligen Betriebspunkt der Zielkonflikt in unterschiedlicher Weise aufgelöst werden (Kapitel 10.1). Für besonders anspruchsvolle Sound-Fahrzeuge hat sich auch der Einsatz von zusätzlichen mechanischen Soundsystemen bewährt. Diese haben keine Primärfunktion für den Ladungswechsel, sie dienen vielmehr ausschließlich der Einleitung von gewünschten Geräuschanteilen in den Fahrzeug-Innenraum (Kapitel 10). Aktive Schallgeneratoren zur Geräuschunterdrückung direkt in den Ladungswechselkomponenten sind derzeit noch Gegenstand der Entwicklung und noch in keinem Serienfahrzeug umgesetzt. Elektronische Systeme, welche die Lautsprecheranlage des Fahrzeugs als Schallgenerator nutzen, besitzen erhebliches Potential, sowohl um durch Antischall unerwünschte Brummgeräusche im Innenraum zu bedämpfen, als auch um gewünschte Ordnungen gezielt hervorzuheben (Kapitel 8.3.2). Erste Anwendungen dieser Technik befinden sich z.B. im Honda Acura bereits erfolgreich im Serieneinsatz.

Bei Volllastbeschleunigung wird der Drehzahlbereich des Motors kontinuierlich durchlaufen. Um die Längsdynamik auch akustisch zu unterstreichen, sollten gemäß **Bild 8-16** die Pegel der für das Klangbild dominierenden Motorordnungen ebenfalls kontinuierlich ansteigen. Das für den Sound zumeist dominante Mündungsgeräusch der Abgasanlage besitzt im Gegensatz zu dieser Forderung im Bereich höherer Drehzahlen oft einen eher konstanten oder sogar wieder abfallenden Pegelverlauf. Durch mechanische Motorsoundsysteme (Kapitel 10.1) oder elektronische Soundgestaltung (Kapitel 8.3.2) kann die akustische Lücke „aufgefüllt" und dadurch der Wunschverlauf angenähert werden **(Bild 8-20)**.

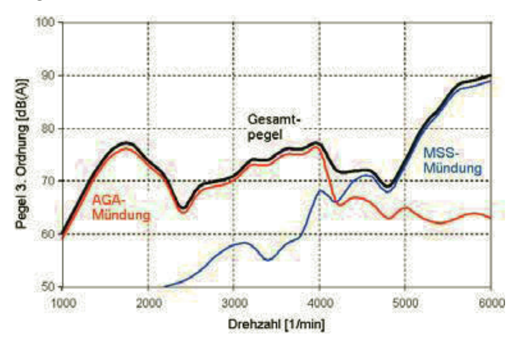


Bild 8-20: Gestaltung der 3. Motorordnung im Fahrzeug-Innenraum mittels eines mechanischen Motorsoundsystems (MSS)

8.3.2 Active Noise Control

Als Active Noise Control (ANC) bezeichnet man die Minderung eines Störschallfeldes durch Überlagerung eines künstlich angeregten, gegenphasigen Sekundärschallfeldes. Die erste schriftliche Formulierung einer derartigen, auf Interferenz beruhenden Lärmminderung ist die Patentschrift von P. Lueg von 1933 [4]. Obwohl die Grundlagen dieser Technologie somit schon recht früh skizziert wurden, sollte bis zu den ersten praxisrelevanten Umsetzungen noch viel Zeit vergehen. Im Bereich der Automobilakustik wurden ANC-Anwendungen vor etwa zwei Jahrzehnten zum ersten Mal Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Trotz einiger Erfolge zeigte sich bald, dass eine für den Serieneinsatz geeignete Lösung zum damaligen Zeitpunkt nicht sinnvoll darstellbar war. Sowohl die noch eingeschränkte Leistungsfähigkeit der Signalverarbeitungskomponenten als auch das mangelhafte Gesamtsystemverständnis führten dazu, dass die Ergebnisse zum Teil deutlich hinter den hohen Erwartungen zurückblieben. Diese Erfahrungen mögen ein Grund dafür sein, dass die aktiven Systeme zumindest in Bezug auf seriennahe Untersuchungen in den folgenden Jahren vielfach mit großer Skepsis betrachtet wurden. Mittlerweile jedoch sind viele der damaligen Probleme gelöst und gerade in Hinblick auf gewichtsoptimierte Akustikmaßnahmen ist ein zunehmendes Interesse an aktiven Akustikkonzepten wie beispielsweise Active Noise Control zu verzeichnen. In diesem Abschnitt sollen einige der für das Verständnis und die Bewertung derartiger Verfahren wesentlichen Grundlagen aufgezeigt werden.

Das Grundprinzip eines einkanaligen ANC-Systems ist in **Bild 8-21** dargestellt. Eine oder mehrere Störquellen erzeugen ein Störschallfeld, das mit einem Mikrofon (Fehlersensor FS) detektiert wird. Ziel von Active Noise Control ist es, dem Störfeld ein geeignetes gegenphasiges Kompensationsschallfeld zu überlagern, so dass der Schalldruck am Ort des Fehlersensors minimal wird. Das künstliche Schallfeld wird über den Kompensationslautsprecher (KLS) generiert. Die erzielte Kompensationswirkung hängt in hohem Maße von der erreichten Genauigkeit bei der Erzeugung des gegenphasigen Schallfeldes ab. Soll am Mikrofon beispielsweise eine Schallpegelreduktion um 20 dB erreicht werden, dürfen die Amplitude des Kompensationsschalls höchstens um 1 dB und die Phase nicht mehr als 6° vom Sollwert abweichen (Kapitel 3.4.1).

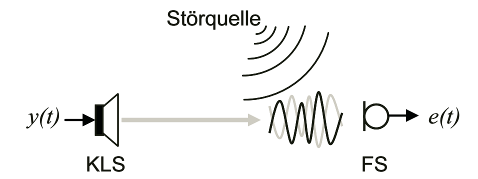


Bild 8-21: Prinzip eines einkanaligen ANC-Systems

Für die Erzeugung geeigneter Kompensationssignale $y(t)$ stehen eine Reihe unterschiedlicher Methoden zur Verfügung. Zwei weit verbreitete Ansätze, das Feedback- und das Feedforward-Verfahren, werden nachfolgend kurz beschrieben:

Die einfachste Idee wäre es, das mit dem Fehlersensor aufgenommene Störsignal $e(t)$ mit negativem Vorzeichen zu versehen und so – gegebenenfalls verstärkt – über den Lautsprecher in das Schallfeld zurückzukoppeln (negative Rückkopplung, Feedback).

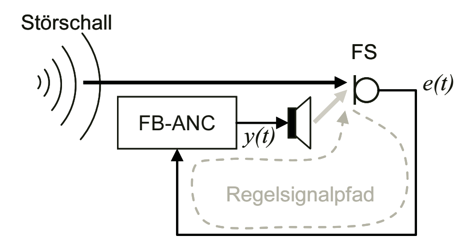


Bild 8-22: Typischer Aufbau eines akustischen Feedback-Systems

Aufgrund von immer vorhandenen Laufzeiten im Signalpfad des ANC-Systems, würde dieses Kompensationssignal jedoch im Allgemeinen um einen

bestimmten Phasenfehler „zu spät“ kommen, da sich das Störsignal während dieser Laufzeit weiterentwickelt hätte. Um diesen Fehler auszugleichen, sind a-priori-Kenntnisse des zukünftigen Signalverlaufes erforderlich, was eine entsprechende zeitliche Kohärenz des Störsignals voraussetzt (Kapitel 3.4.1). Vergleichsweise bekannte Feedback-Systeme sind die im Handel erhältlichen ANC-Kopfhörer.

Während sich das Feedback-Verfahren vorhandene zeitliche Korrelationen innerhalb des Störsignals zunutze macht, beruht das in **Bild 8-23** skizzierte Feedforward-Verfahren auf räumlichen Korrelationen zwischen den Signalen an unterschiedlichen Positionen entlang der Störausbreitung. Da nicht auf zeitliche Korrelationen zurückgegriffen wird, eignet sich der Feedforward-Ansatz auch für stochastische Störsignale. Grundvoraussetzung für dieses Verfahren ist, dass das Störsignal auf seinem Ausbreitungsweg schon deutlich vor dem Eintreffen am Ort der gewünschten Kompensation mit dem so genannten Referenzsensor RS erfasst werden kann.

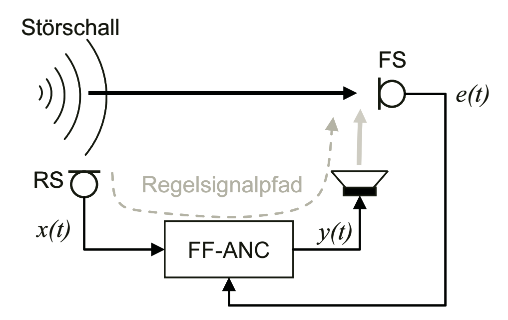


Bild 8-23: Typischer Aufbau eines Feedforward-Systems

Um aus dem Referenzsignal $x(t)$ ein geeignetes Kompensationssignal abzuleiten, muss der Algorithmus (FF-ANC) im wesentlichen die Eigenschaften der Störsignalausbreitung zwischen dem Referenzsensor und dem Ort der Schallfeldüberlagerung nachbilden. Hierfür werden vorzugsweise adaptive Digitalfilter eingesetzt, wobei die Anpassung der Filterkoeffizienten meist über ein Gradientenverfahren mit dem Ziel der Minimierung der Fehlersignalleistung erfolgt. Insbesondere für breitbandige Signale steht mit dem so genannten Filtered-X-LMS-Algorithmus [5] ein robustes Adaptionsverfahren mit einem geringen numerischen Aufwand zur Verfügung.

Für Feedforward-Systeme ist die Laufzeit des Regelsignalpfades in Bezug auf die so genannte Kausalität zu berücksichtigen. Von einem kausalen System spricht man, wenn die durch die Komponenten des Regelpfades (Mikrofon, Lautsprecher, Verstärker usw.) bewirkte Signalverzögerung kleiner ist, als die Laufzeit der Störsignalausbreitung vom Referenzsensor bis zum Ort der Kompensation. Anderenfalls könnte der Kompensationsschall prinzipbedingt nicht „rechtzeitig“ generiert werden. Hiermit ergeben sich sowohl Anforderungen an den Mindestabstand zwischen Referenzsensor und Fehlersensor als auch in Bezug auf die Auswahl der Signalverarbeitungskomponenten. So weisen beispielsweise gerade die in der Audiosignalverarbeitung weit verbreiteten Sigma-Delta-Wandler eine hohe Verzögerung (Gruppenlaufzeit) auf, welche für Regelungsanwendungen über angepasste Up- und Downsampling-Maßnahmen reduziert werden sollte.

Ein mögliches Einsatzgebiet eines – in diesem Fall mehrkanaligen – Feedforward-Systems im Fahrzeug ist die Kompensation von Rollgeräuschanteilen über die Lautsprecher der Audioanlage. Als Referenzsensoren können hier z.B. Beschleunigungsaufnehmer im Bereich der Radaufhängung dienen. Untersuchungen hierzu zeigen jedoch, dass der Aufwand – insbesondere aufgrund der für eine signifikante Kompensationswirkung benötigten Anzahl von Referenzsensoren – relativ hoch ist.

Nach diesem Überblick zu den grundlegenden Signalverarbeitungskonzepten soll im Folgenden näher auf die akustische Wirkung von ANC-Anwendungen eingegangen werden. Bei den bisherigen Überlegungen wurde jeweils nur die durch Interferenz am Ort des Fehlersensors erzielte Kompensationswirkung betrachtet. In Abhängigkeit von den akustischen Randbedingungen können sich ANC-Anwendungen sowohl hinsichtlich der räumlichen Ausdehnung der Kompensationswirkung als auch in Bezug auf das zugrunde liegende Wirkprinzip deutlich unterscheiden. Dieser – für die Anwendung wichtige Sachverhalt – soll anhand von drei Beispielen verdeutlicht werden.

Bild 8-24 zeigt die räumliche Änderung des Schalldruckpegels eines Kugelwellenstörfeldes (Erzeuger SM) für den Fall der Kompensation über einen in Bezug auf den Fehlersensor FS optimal eingestellten Kompensationsmonopol KM unter Freifeldbedingungen. Das Ergebnis der Schallfeldüberlagerung ist hier für zwei unterschiedliche Frequenzen dargestellt. Es ergeben sich typische Interferenzmuster, mit Bereichen der Pegelminderung aber auch der Pegelverstärkung. Deutliche Reduktionen finden sich erwartungsgemäß in der Nachbarschaft des Fehlersensors, wobei die Ausdehnung der so genannten Zone der Ruhe (Minderung von 20 dB und mehr) etwa einer zehntel Wellenlänge entspricht. So wertvoll diese Daumenregel für den skizzierten Anwendungsfall auch sein mag, sollte sie nicht zu der Annahme führen, dass sich mit einem ANC-System im Wesentlichen nur eine lokale Kompensationswirkung in einem kleinen Raumbereich um den Fehlersensor erzielen lässt. Vielmehr führen die Randbedingungen bei einigen Konfigurationen dazu, dass die zunächst nur lokal auf das Fehlermikrofon bezogene Optimierung immer

auch eine globale, d.h. über größere Raumbereiche wirksame, Verbesserung zur Folge hat.

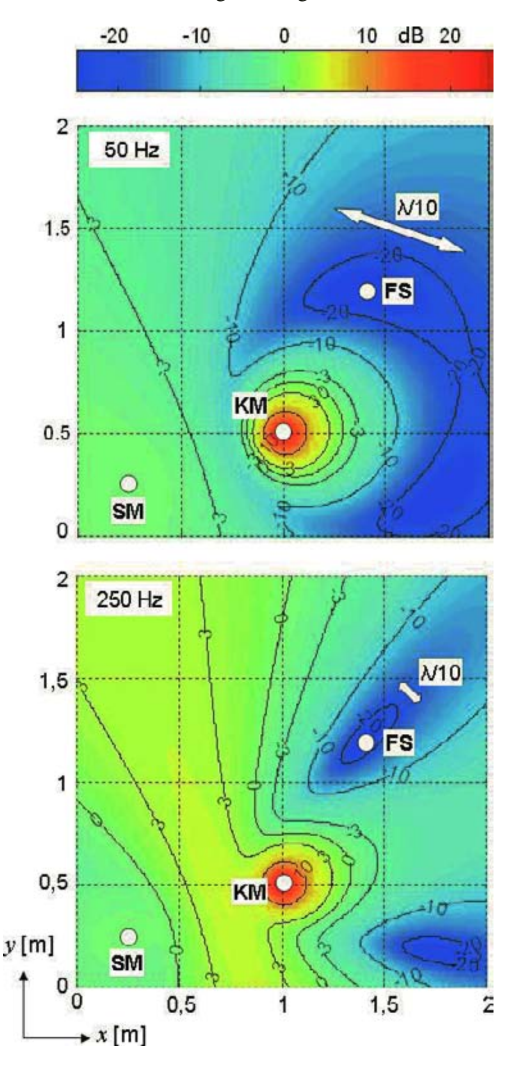


Bild 8-24: Active Noise Control im Freifeld

Ein Beispiel hierfür ist die Schallfeldkompensation im Kanal **(Bild 8-25)**. Auch hier wird einer Störwelle eine Kompensationswelle derart überlagert, dass sich die beiden Schallwellen am Ort des Fehlersensors gerade aufheben. Für den Fall einer ebenen Wellenausbreitung (Störfrequenz liegt unterhalb der Cut-off-Frequenz der ersten Quermode) jedoch wirkt dieses ANC-System wie ein schallweicher Reflektor am Ort des Kompensationslautsprechers. Es ergibt sich somit eine globale Kompensationswirkung für den gesamten Kanal hinter der Sekundärquelle. Vergleichbare Konfigurationen werden beispielsweise für die Anwendung im Bereich der Ansaugluftführung oder an der Abgasanlage untersucht (Kapitel 10).

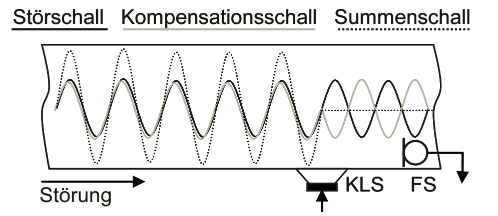


Bild 8-25: Active Noise Control im Kanal

Ein weiteres, für die Schallfeldbeeinflussung im Fahrzeuginnenraum wesentliches Beispiel ist die Kompensation einer Mode (Eigenschwingung) im Raum, deren Wirkmechanismus in **Bild 8-26** am Beispiel der so genannten Druckkammermode dargestellt ist.

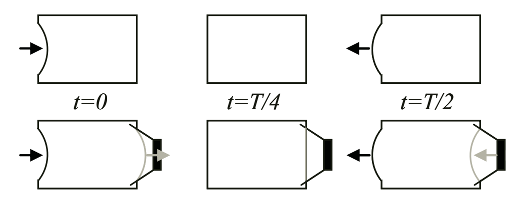


Bild 8-26: Anregung der Druckkammermode (oben) und Kompensation mittels eines Lautsprechers (unten)

Im oberen Bildteil ist eine halbe Schwingungsperiode der hier durch eine Wandschwingung angeregten, im gesamten Raum konphasen Druckänderung dargestellt. Wie im unteren Bildteil gezeigt, können die schwingungsinduzierten Volumen- bzw. Druckänderungen über einen einzigen, geeignet angesteuerten, Lautsprecher aufgehoben werden. Der Lautsprecher bewirkt einen akustischen Kurzschluss, wobei durch die Wandschwingung keine Arbeit mehr am Medium verrichtet wird.

Aus Sicht der Störquelle (Wandschwingung) ändert der Lautsprecher die Strahlungsimpedanz derart, dass die Störquelle keine Wirkleistung mehr abgeben kann. Diese Änderung der Strahlungsimpedanz ist der wesentliche Mechanismus einer modalen Kompensation. Obwohl im Raum keine Schallfeldenergie „vernichtet“ oder absorbiert wird, lässt sich für diesen Fall eine globale Kompensationswirkung im gesamten Raum erzielen.

Für die Anwendung im Fahrzeug existiert mittlerweile eine ganze Reihe unterschiedlicher Konzepte, welche sich in der Wirkungsweise, im Applikationsort (z.B. Ansaugsystem, Abgasanlage und Innenraum) als auch in Bezug auf die jeweilige Systemreife unterscheiden. Als Beispiel für ein effizientes Konzept, das seine Umsetzbarkeit schon in ersten Serienanwendungen bewiesen hat, soll hier die aktive Beeinflussung von Luftschallfeldern im Innenraum diskutiert werden.

Neben den Wind- und Rollgeräuschen leisten insbesondere im unteren Frequenzbereich, antriebsbezogene Geräusche einen wesentlichen Anteil zur Gesamt-

geräuschwahrnehmung. Aufgrund ihrer im Erzeugungsmechanismus begründeten Schmalbandigkeit (Motorordnungen, siehe Kapitel 9) können diese Geräuschanteile hohe Energien in die Eigenresonanzen (Luftschallmoden) des Innenraumes eintragen.

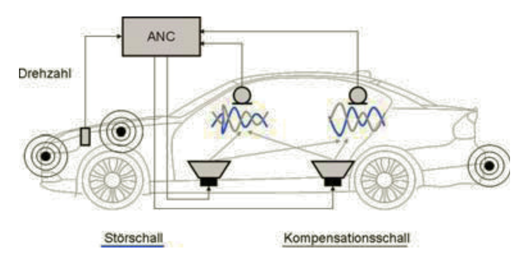


Bild 8-27: Schematische Darstellung eines ANC-Systems im Fahrzeuginnenraum

Die so erzeugte tieffrequente „Brummigkeit" verweigert sich sowohl unter Bauraum- als auch Gewichtsbetrachtungen vielfach einer effizienten Lösung. Sowohl die Vermeidung und Dämmung als auch die resonante Bedämpfung tieffrequenter Störungen mittels klassischer Maßnahmen geht zumeist mit großem Volumenbedarf und dem Einsatz hoher Massen einher. Hier bilden die aktiven Methoden eine interessante Alternative.

Bild 8-27 zeigt schematisch ein mehrkanaliges ANC-System für den Innenraum. Beeinflusst werden gezielt einzelne Motorordnungen innerhalb definierter Drehzahlbereiche. Als Kompensationsquellen dienen die Lautsprecher des Audiosystems. Die Fehlermikrofone befinden sich an unterschiedlichen Positionen im Bereich des Dachhimmels. Seitens der Signalverarbeitung bietet sich die Verwendung eines modifizierten Feedforward-Verfahrens an, bei dem das Referenzsignal ein auf Basis der Motordrehzahl künstlich generiertes Sinussignal ist. Ziel des Algorithmus ist es, Amplitude und Phase des Referenzsignals für die einzelnen Lautsprecher so anzupassen, dass es in der Überlagerung mit dem Kompensationsfeld an den Fehlermikrofonen zu einer Minimierung der mittleren Fehlerleistung kommt.

Aus akustischer Sicht wird das Schallfeld im Fahrzeuginnenraum im tieffrequenten Bereich wesentlich durch die angeregten Luftschallmoden bestimmt. Dabei steigt mit zunehmender Frequenz die Anzahl der Moden, die zum Schallfeld beitragen. In Bezug auf die Kompensation eines aus mehreren Moden bestehenden Luftschallfeldes lässt sich mathematisch zeigen, dass für eine global wirksame Minderung sowohl die Anzahl der Mikrofone als auch die Anzahl der Lautsprecher mindestens gleich der Anzahl der beteiligten Moden sein muss. Nur unter Berücksichtigung dieser Randbedingung ist gewährleistet, dass alle Moden gezielt beobachtet und über die Lautsprecher angesteuert werden können (Beobachtbarkeit & Steuerbarkeit). Steigt also die Zahl relevanter Moden mit der Frequenz, so steigt in gleichem Maße der für ein im gesamten Innenraum wirksame ANC-Anwendung notwendiger Hardwareaufwand.

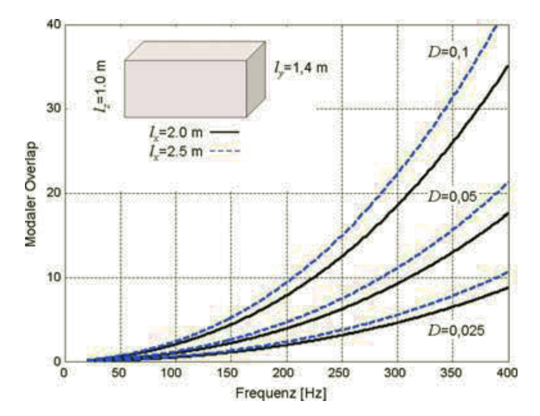


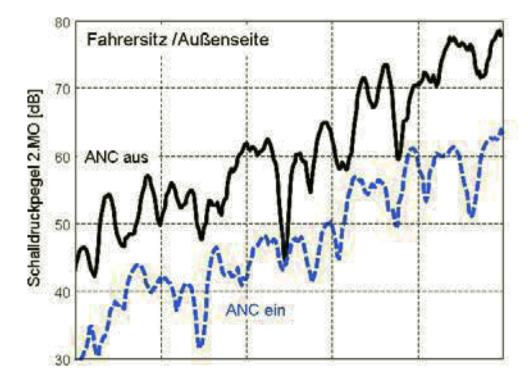
Bild 8-28: Modaler Overlap im Rechteckraum in Abhängigkeit von der Dämpfung und den Abmessungen

Als ein Maß für die Zahl der in Abhängigkeit von der Frequenz jeweils signifikant zum Schallfeld beitragenden Moden kann der so genannte modale Overlap herangezogen werden, der sich gemäß

$$M(\omega) = \frac{2D\omega L}{\pi c} + \frac{D\omega^2 S}{\pi c^2} + \frac{D\omega^3 V}{\pi^2 c^3}$$

näherungsweise berechnen lässt [6]. Dabei bezeichnet c die Schallgeschwindigkeit, D den mittleren Dämpfungsgrad sowie L, S, und V die Summe der linearen Abmessungen, die gesamte Wandfläche und das Volumen des hier als schallhart berandet angenommenen Rechteckraumes. In **Bild 8-28** ist der modale Overlap beispielhaft für einen Rechteckraum mit zwei unterschiedlichen Abmessungen in x-Richtung sowie für drei verschiedene Dämpfungsgrade aufgetragen. Es zeigt sich, dass der modale Overlap sowohl mit zunehmenden Abmessungen (Zunahme der Modendichte) als auch für steigende Dämpfungswerte (Erhöhung der Resonanzbreiten) ansteigt.

Als Beispiel für eine Mittelklasselimousine kann der Verlauf für die Länge $L_x = 2.0$ m und die Dämpfung $D = 0.05$ dienen. Bei einer Frequenz von etwa 200 Hz tragen hier schon 4 Moden signifikant zum Schallfeld bei, d.h. eine globale Kompensation erfordert bei dieser Frequenz den Einsatz von mindestens vier Lautsprechern und vier Mikrofonen. Obwohl die Berechnung des modalen Overlap für die Charakterisierung der akustischen Situation im Fahrzeuginnenraum nur eine grobe Näherung darstellt, zeigt die Erfahrung eine recht gute Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen. Insbesondere macht diese Abschätzung deutlich, weshalb der Einsatz von aktiven Methoden im Innenraum aufgrund des notwendigen Hardwareaufwandes für höhere Frequenzen wenig sinnvoll ist.



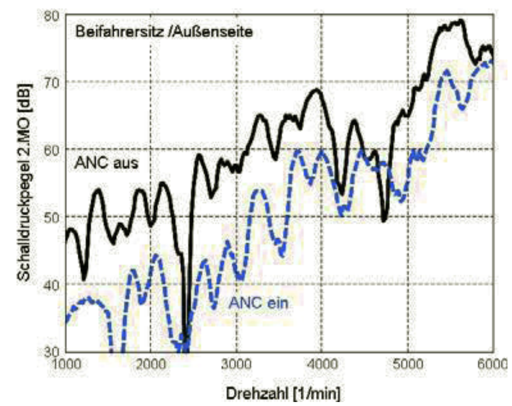


Bild 8-29: Gemessene Schalldruckpegel der 2. Motorordnung im Fahrzeug-Innenraum

Abschließend soll beispielhaft das Ergebnis einer ANC-Anwendung in einem Fahrzeuginnenraum gezeigt werden. In **Bild 8-29** sind die gemessenen Schalldruckpegel der zweiten Motorordnung mit und ohne ANC für zwei unterschiedliche Mikrofonpositionen dargestellt. Über weite Bereiche des im gezeigten Beschleunigungsvorgang überstrichenen Drehzahlbandes von 900-6100 U/min (Frequenzbereich 30–205 Hz)- wurden Pegelminderungen zwischen 10 und 15 dB erzielt. Dabei zeigte die Auswertung auch an anderen Positionen die globale Wirksamkeit des Systems, welche hier unter Nutzung von vier Lautsprechern erzielt wurde.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass insbesondere das hier abschließend dargestellte Konzept zur aktiven Kompensation antriebsbezogener Geräuschbestandteile im Innenraum einen hohen Entwicklungsstand und eine sehr gute Wirksamkeit aufweist. Während der Aufwand (Masse, Volumen) für passive Maßnahme mit abnehmender Frequenz deutlich ansteigt, wird das aktive System infolge der abnehmenden Zahl zu kompensierender Moden für tiefe Frequenzen zunehmend effizienter. Gerade diese Komplementarität aktiver und passiver Maßnahmen lässt für die Zukunft die forcierte Entwicklung von gewichtseffizienten, hybriden Akustikkonzepten erwarten.

Literatur

[1] Hucho, W. H.: Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, 5. Auflage, 2005

[2] Zeller, P.: Psychoacoustic-based Sound Design in Vehicle Engineering, JSAE Congress Yokohama, May 2005

[3] Zintel, G.: Sound design of exhaust systems, 3. Styrian NVH Congress, Graz Austria, June 2–3, 2005

[4] Lueg, P. (1933): „Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen." DRP Nr. 655 508. Anmeldung: 27.1.1933. Erteilung: 30.12.1937

[5] Kuo, S. M.; Morgan, D. R.: „Active Noise Control Systems. Algorithms and DSP Implementations", Wiley Series in Telecommunications and Signal Processing, John Wiley & Sons Inc., 1996

[6] Nelson, P. A.; Slliott, S. J. (1992): „Active Control of Sound." Academic Press, San Diego

[7] Patentanmeldung DE 103 55 198.0 26.11.2003 (Pr. Doc.)

[8] Nentwich, F.: Transferpfad-Analyse im Zeitbereich zur Auralisierung von PKW-Innengeräuschen